

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 08-177435

(43)Date of publication of application : 09.07.1996

(51)Int.CL

F01L 13/00

F01L 1/34

(21)Application number : 06-321852

(71)Applicant : NISSAN MOTOR CO LTD

(22)Date of filing : 26.12.1994

(72)Inventor : TAKEMURA SHINICHI

GOTO TETSUAKI

YAMADA SHUNJI

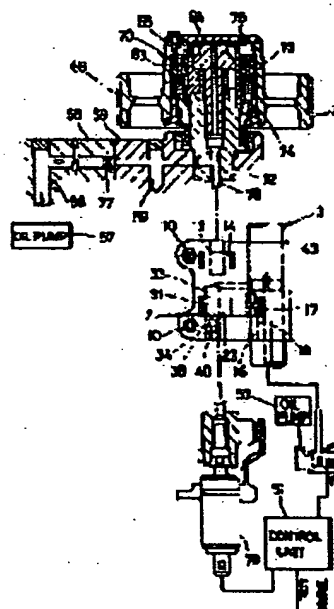
NAKAMURA MAKOTO

(54) VARIABLE VALVE SYSTEM DEVICE OF INTERNAL COMBUSTION ENGINE

(57)Abstract:

PURPOSE: To prevent occurrence of large torque fluctuation as a plural number of variable valve system mechanisms are simultaneously switched over at the time when lubricating oil pressure is excessively lowered and tries to return its original state by spring force of a return spring.

CONSTITUTION: A valve lift adjusting mechanism 40 switches a cam to drive a suction valve by connection or disconnection of a main locker arm and a sub locker arm to or from each other to a cam for low speed and a cam for high speed in accordance with a driving condition. A valve timing adjusting mechanism 70 delays or advances opening and closing time of the suction valve by relatively rotating a cam pulley 71 and a camshaft 72 synchronizing with a crankshaft. These switchover is carried out by hydraulic pressure through hydraulic changeover valves 45, 79. Set hydraulic pressure corresponding to spring force of a return spring 38 is lower than set hydraulic pressure corresponding to spring force of a return spring 74, and at the time when hydraulic pressure is lowered, the valve timing adjusting mechanism is first switched over.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination] 27.12.2000

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number] 3518005

[Date of registration] 06.02.2004

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

Copyright (C): 1998.2003 Japan Patent Office

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平8-177435

(43) 公開日 平成8年(1996)7月9日

(51) Int. Cl. ⁶

F01L 13/00

1/34

識別記号

301

庁内整理番号

V

C

F 1

技術表示箇所

審査請求 未請求 請求項の数 4 O L (全 8 頁)

(21) 出願番号

特願平6-321852

(22) 出願日

平成6年(1994)12月26日

(71) 出願人 000003997

日産自動車株式会社

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地

(72) 発明者 竹村 信一

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産

自動車株式会社内

(72) 発明者 後藤 徹朗

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産

自動車株式会社内

(72) 発明者 山田 俊次

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産

自動車株式会社内

(74) 代理人 弁理士 志賀 富士弥 (外 2 名)

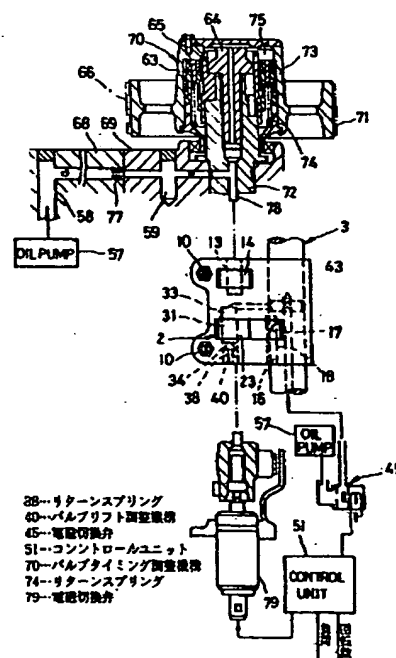
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 内燃機関の可変動弁装置

(57) 【要約】

【目的】 潤滑油圧が過度に低下してリターンズプリング38、74のばね力により初期状態に戻ろうとする際に、複数の可変動弁機構が一斉に切り換わって大きなトルク変動が生じないようにする。

【構成】 パルブリフト調整機構40は、メインロッカアーム1とサブロッカアーム2との連結もしくは離脱により吸気弁を駆動するカムを、運転条件に応じて低速型カムと高速型カムとに切り換える。パルプタイミング調整機構70は、クランクシャフトに同期するカムプーリ71とカムシャフト72とを相対回転させ、吸気弁の開閉時期を遅進させる。これらの切換は、油圧切換弁45、79を介して油圧によりなされる。前者のリターンズプリング38のばね力に対応する設定油圧は、後者のリターンズプリング74のばね力に対応する設定油圧よりも低く、油圧低下時に、パルプタイミング調整機構70が先に切り換わる。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 リターンズプリングを具備したアクチュエータ部への油圧の供給、停止に応じて吸気弁あるいは排気弁のバルブリフト特性を連続的もしくは段階的に変化させる複数の可変動弁機構と、各可変動弁機構のアクチュエータ部への油圧供給をそれぞれ制御する複数の油圧制御弁と、機関運転条件に応じて各油圧制御弁へ制御信号を出力する制御手段と、を備えてなる内燃機関の可変動弁装置において、

複数の可変動弁機構の中で、同一の機関運転条件下で油圧供給されることがある複数の可変動弁機構については、上記リターンズプリングのばね力に対応する設定油圧をそれぞれ異ならせたことを特徴とする内燃機関の可変動弁装置。

【請求項2】 バルブリフト特性が連続的に変化する可変動弁機構の設定油圧を、バルブリフト特性が段階的に変化する可変動弁機構の設定油圧よりも高く設定したことを特徴とする請求項1記載の内燃機関の可変動弁装置。

【請求項3】 バルブリフト特性が連続的に変化する可変動弁機構の切換作動開始油圧を、バルブリフト特性が段階的に変化する可変動弁機構の切換作動完了油圧よりも高く設定したことを特徴とする請求項2記載の内燃機関の可変動弁装置。

【請求項4】 上記のバルブリフト特性が連続的に変化する可変動弁機構は、カムシャフトのクランクシャフトに対する位相を変化させるバルブタイミング調整機構であり、上記バルブリフト特性が段階的に変化する可変動弁機構は、低速型カムと高速型カムのいずれか一方のリフトを選択的に吸排気弁に伝達するバルブリフト調整機構であることを特徴とする請求項2または3に記載の内燃機関の可変動弁装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】この発明は、内燃機関の吸気弁あるいは排気弁（両者を総称して吸排気弁と記す）のバルブリフト特性を機関運転条件に応じて可変制御する可変動弁装置に関する。

【0002】

【従来の技術】内燃機関の動弁装置は、一般にカムリフトをロッカアームやスイングアームを介して吸排気弁に伝達し、バルブスプリングにて閉方向に付勢されている吸排気弁を押し開く構成となっているが、例えば機関の低速域と高速域とではそれぞれ好ましいバルブリフト特性が異なるので、運転条件によりバルブリフト特性を切り換え得るようにした可変動弁装置が種々提案されている。その一例として、例えば特開昭63-167016号公報等において、カムシャフトにプロファイルの異なる低速型カムと高速型カムとを並設しておき、それぞれに従動する主ロッカアームおよび副ロッカアームを必要に

応じて連結状態もしくは離脱状態に切り換えるようにした構成のものが知られている。なお、一般に、高速型カムは低速型カムに比して、カムリフト量および開弁期間の双方が大きく設定されている。

【0003】また、クランクシャフトに対するカムシャフトの位相を変化させることで、吸排気弁が開閉するバルブタイミングを遅進させるようにしたバルブタイミング調整機構を用いた可変動弁装置も従来から一部で実用化されている。つまり、このものでは、バルブリフト特性の形状は変化せずに、その作動中心角（開時期～閉時期の中心となるクランク角）が変化することになる。

【0004】そして、さらに、前者のカム切換によるバルブリフト調整機構と後者のバルブタイミング調整機構とを組み合わせた可変動弁装置も提案されている。両者を組み合わせることにより、バルブリフトを大小変化させることができると同時に、開時期および閉時期を可変制御でき、各運転条件下での要求に一層適合させることができる。

【0005】

【発明が解決しようとする課題】上記のバルブリフト調整機構やバルブタイミング調整機構のような可変動弁機構は、一般に、油圧駆動式の構成となっており、リターンズプリングを具備したアクチュエータ部へ内燃機関の潤滑油圧を供給あるいは停止することにより切り換えられる。つまり、油圧を供給するとリターンズプリングに抗してプランジャ等が移動して一方への切換がなされ、また油圧供給を停止すると、リターンズプリングのばね力によりプランジャ等が戻り、初期状態に復帰するようになっている。

【0006】ところで、潤滑油の温度が過度に高温となると、潤滑油の粘度が低下し、アクチュエータ部へ供給される油圧が低下してくることがあり、油圧供給中のアクチュエータ部が制御信号に反して初期状態に切り換わってしまうことがある。

【0007】このような場合に、上記のバルブリフト調整機構やバルブタイミング調整機構のような可変動弁機構を複数備えている内燃機関においては、油圧低下に伴って各可変動弁機構が一斉に切り換わってしまうと、全体として非常に大きなトルク変化が発生し、運転者に違和感を与える虞れがあった。

【0008】特に、高速型カムと低速型カムの切換等によりバルブリフト特性を段階的に変化させる機構が不意に切り換わると、トルクに段差感が発生してしまう。

【0009】また、可変動弁機構を複数備えている場合に、運転条件によっては、同時に油圧供給が開始されることがあるが、このときに全く同時にアクチュエータ部が切換作動すると、過渡的に油圧低下が発生し、切換の応答性が悪化する不具合がある。

【0010】

【課題を解決するための手段】そこで、この発明は、リ

ターンスプリングを具備したアクチュエータ部への油圧の供給、停止に応じて吸気弁あるいは排気弁のバルブリフト特性を連続的もしくは段階的に変化させる複数の可変動弁機構と、各可変動弁機構のアクチュエータ部への油圧供給をそれぞれ制御する複数の油圧制御弁と、機関運転条件に応じて各油圧制御弁へ制御信号を出力する制御手段と、を備えてなる内燃機関の可変動弁装置において、複数の可変動弁機構の中で、同一の機関運転条件下で油圧供給されることがある複数の可変動弁機構については、上記リターンズプリングのばね力に対応する設定油圧をそれぞれ異ならせたことを特徴としている。

【0011】特に請求項2の発明では、バルブリフト特性が連続的に変化する可変動弁機構の設定油圧を、バルブリフト特性が段階的に変化する可変動弁機構の設定油圧よりも高く設定した。

【0012】また請求項3の発明では、バルブリフト特性が連続的に変化する可変動弁機構の切換作動開始油圧を、バルブリフト特性が段階的に変化する可変動弁機構の切換作動完了油圧よりも高く設定した。

【0013】請求項4のように、上記のバルブリフト特性が連続的に変化する可変動弁機構は、例えばカムシャフトのクランクシャフトに対する位相を変化させるバルブタイミング調整機構であり、上記バルブリフト特性が段階的に変化する可変動弁機構は、例えば低速型カムと高速型カムのいずれか一方のリフトを吸排気弁に伝達するバルブリフト調整機構である。

【0014】

【作用】請求項1の構成では、各可変動弁機構のアクチュエータ部へ油圧が供給されているときに、潤滑油圧が何らかの原因で過度に低下すると、リターンズプリングのばね力によってアクチュエータ部が初期状態に切り換わり、制御信号に反してバルブリフト特性が変化することになるが、複数のアクチュエータ部でリターンズプリングのばね力に対応する設定油圧が互いに異なるので、油圧低下時に初期状態への切換が各可変動弁機構で順次発生する。換言すれば、複数の可変動弁機構が油圧低下に伴って一斉に切り換わることなく、順次切り換わるため、トルク変化が緩和される。

【0015】また逆に運転条件変化に伴って油圧供給を行う際にも、複数の油圧制御弁が同時にONとなっても、各アクチュエータ部のリターンズプリングのばね力に対応する設定油圧が互いに異なるので、実際のアクチュエータ部の切換には多少の時間差が生じ、過渡的な油圧低下が回避される。

【0016】特に請求項2の発明では、油圧低下時に、まず始めに、バルブリフト特性が連続的に変化する可変動弁機構が切り換わり、次に、バルブリフト特性が段階的に変化する可変動弁機構が切り換わる。バルブリフト特性が変化すると、内燃機関の出力は低下するので、油圧低下が油温の上昇に起因するものであれば、最初の可

変動弁機構の切換により油温が低下し、油圧が回復する可能性がある。このように油圧が回復すれば、バルブリフト特性が段階的に変化する可変動弁機構の切換は回避される。

【0017】また請求項3の発明では、前者のバルブリフト特性が連続的に変化する可変動弁機構の切換が完了した後に、後者のバルブリフト特性が段階的に変化する可変動弁機構の切換が開始するので、それぞれが明確に隔てられる。

【0018】請求項4のバルブタイミング調整機構は、カムシャフトのクランクシャフトに対する位相を変化させることにより、バルブリフト特性を段階的に変化させる。そして、バルブリフト調整機構は、低速型カムと高速型カムのいずれか一方のリフトを選択的に吸排気弁に伝達することにより、バルブリフト特性を段階的に変化させる。

【0019】

【実施例】以下、この発明の一実施例を図面に基づいて詳細に説明する。

【0020】図1は、吸気弁9側に可変動弁機構としてバルブリフト調整機構40とバルブタイミング調整機構70とを設けた可変動弁装置の一実施例を示している。

【0021】まず、バルブリフト調整機構40について説明する。図2、図3にも示すように、各気筒には一對の吸気弁9に対応して一つのメインロッカアーム1が設けられている。メインロッカアーム1の基端は各気筒に共通なメインロッカシャフト3を介してシリンダヘッド69に揺動自在に支持されている。メインロッカアーム1の先端には各吸気弁9のステム頂部に当接するアジャストスクリュー10がナット11を介して締結されている。

【0022】メインロッカアーム1には、シャフト13にニードルベアリングを介してローラ14が回転自在に支持されており、このローラ14に低速型カム21が当接するようになっている。

【0023】メインロッカアーム1は平面図上ほぼ矩形に形成されており、ローラ14と並んで形成された開口部にサブロッカアーム2が設けられている。このサブロッカアーム2の基端はサブロッカシャフト16を介してメインロッカアーム1に相対回転可能に連結されている。サブロッカシャフト16はサブロッカアーム2に形成された穴17に摺動可能に嵌合する一方、メインロッカアーム1に形成された穴18に圧入されている。

【0024】サブロッカアーム2は吸気弁9に当接する部位を持たず、図3に示すように、その先端には高速型カム22に摺接するカムフォロア部23が円弧状に突出して形成され、その下側にはこのカムフォロア部23を高速型カム22に押し付けるロストモーションスプリング25が介装されている。

【0025】メインロッカアーム1にはサブロッカアーム

ム2の直下に位置してロストモーションスプリング25を支持する円柱状の凹部26が一体形成される。コイル状のロストモーションスプリング25の下端は凹部26の底面26aに着座し、その上端は凹部26に摺動自在に嵌合するリテーナ27を介してサブロッカアーム2に一体形成された凸部28に当接する。

【0026】低速型カム21と高速型カム22はそれぞれ共通のカムシャフト72に一体形成され、エンジンの低回転時と高回転時において要求されるバルブリフト特性を満足するように異なる形状（大きさが異なる相似形も含む）に形成されている。この実施例では、図5に示すように、高速型カム22は低速型カム21と比べ、バルブリフト量と作動角（開弁期間）を共に大きくしたプロフィールを有している。

【0027】両ロッカアーム1、2を適宜に連結させるために、メインロッカアーム1とサブロッカアーム2に渡ってブランジャ33、31、34が摺動自在に嵌合されている。アクチュエータ部となるブランジャ33の背後には油圧通路43が接続されており、ブランジャ34の背後には、油圧に対抗して各ブランジャ33、31、34を初期位置へ向けて付勢するようにリターンズスプリング38が配設されている。

【0028】油圧通路43から導かれる作動油圧が低いと、リターンズスプリング38の付勢力によりブランジャ33、31がサブロッカアーム2とメインロッカアーム1にそれぞれ収まって両者の揺動を拘束しない。つまり、両者が離脱状態となる。一方、油圧通路43から導かれる作動油圧が上昇すると、ブランジャ33、31がリターンズスプリング38を圧縮しながら摺動して、メインロッカアーム1とサブロッカアーム2に渡って嵌合することにより両者が一体となって揺動する。

【0029】油圧通路43はメインロッカアーム1およびメインロッカシャフト3の内部を通して設けられており、電磁切換弁45を介してオイルポンプ57の吐出油圧が所定の高回転時にのみ導かれるようになっている。

【0030】次に、バルブタイミング調整機構70について説明する。バルブタイミング調整機構70は、カムシャフト72とカムプーリ71の間に設けられ、運転条件に応じて両者の位相を変化させ、吸気弁9の開閉時期を変えるようになっている。カムプーリ71はタイミングベルト66を介してクランクシャフト（図示せず）からの回転力が伝達される。

【0031】図4にも示すように、カムシャフト72の端部には筒形のインナハウジング65がボルト64を介して固定されている。インナハウジング65の外周に回転可能に嵌合する筒形のアウトハウジング63が設けられており、該アウトハウジング63にカムプーリ71が一体形成されている。

【0032】インナハウジング65とアウトハウジング63の間にはリング状のヘリカルギア73が介装されて

いる。ヘリカルギア73は、内外周にヘリカルスプラインがそれぞれ形成されており、各ヘリカルスプラインがインナハウジング65の外周とアウトハウジング63の内周と噛合い、ヘリカルギア73が軸方向に移動すると、アウトハウジング63に対してインナハウジング65が相対回転し、カムプーリ71に対するカムシャフト72の位相が変化するようになっている。

【0033】アクチュエータ部となるインナハウジング65とアウトハウジング63とヘリカルギア73の間には油圧室75が画成されている。また、この油圧室75の油圧に対抗してヘリカルギア73を初期位置へ向けて付勢するようにリターンズスプリング74が配設されている。そして、油圧室75に導かれる油圧力が所定値を越えて上昇すると、ヘリカルギア73が初期位置からリターンズスプリング74に抗して軸方向に移動することにより、カムシャフト72は吸気弁9の開閉時期を進角させる方向に回転するようになっている。

【0034】すなわち、ヘリカルギア73が初期位置にあるときは、図5の上段および下段に示すように、吸気弁9の開閉時期が相対的に遅く、またヘリカルギア73が最大に変位したときは、図5の中段に示すように、吸気弁9の開閉時期が相対的に早まる。

【0035】ここで、前述したバルブリフト調整機構40におけるアクチュエータ部のリターンズスプリング38のばね力に対応する設定油圧と、上記バルブタイミング調整機構70におけるアクチュエータ部のリターンズスプリング74のばね力に対応する設定油圧とは、互いに異なっている。具体的には、図6に示すように、後者のバルブタイミング調整機構70の設定油圧が、前者のバルブリフト調整機構40の設定油圧よりも高く設定されている。

【0036】油圧室75には、カムシャフト72の内部に形成された軸孔78と、シリンダヘッド69に形成されたオイルギャラリ59と、オリフィス77と、シリンダブロック68に形成されたメインギャラリ58を介して、オイルポンプ57からの吐出油圧が導入される。

【0037】そして、この油圧を適宜に開放するために、カムシャフト72の他端に、エンジン運転条件に応じて開閉制御される電磁切換弁79が設けられている。電磁切換弁79は非通電時に図のように軸孔78を開いて油圧室75に導かれる油圧を低下させ、通電時には軸孔78を閉塞して油圧室75に導かれる油圧を高めるようになっている。

【0038】バルブリフト調整機構40とバルブタイミング調整機構70の制御手段として、電磁切換弁45と電磁切換弁79の通電を制御するコントロールユニット51が設けられている。

【0039】コントロールユニット51は、エンジン回転信号、エンジン負荷信号をはじめ、冷却水温信号、過給機による吸気の過給圧力信号、潤滑油温等が入力さ

7
れ、これらの検出値に基づいてエンジントルクの急激な変動を抑えつつ、バルブリフト特性の切り換えを円滑に行うようになっている。

【0040】次に、上記実施例の作用について説明する。

【0041】図5は、機関運転条件に対するバルブリフト調整機構40とバルブタイミング調整機構70の制御状態を示す説明図であり、図示するように、機関高速域では、バルブリフト調整機構40が高速型カム22を選択し、バルブタイミング調整機構70が開閉時期を遅れ側に制御する。これによりバルブオーバーラップが大となる。なお、バルブリフト調整機構40の電磁切換弁45のONが高速型カム22に、OFFが低速型カム21にそれぞれ対応する。またバルブタイミング調整機構70の電磁切換弁79のONが開閉時期の進み側に、OFFが遅れ側に、それぞれ対応する。つまり、機関高速域では、電磁切換弁45がON、電磁切換弁79がOFFとなる。

【0042】また機関低速域で、かつ高負荷側の領域では、電磁切換弁45がOFF、電磁切換弁79がONとなり、低速型カム21で、かつ開閉時期が進み側となる。

【0043】さらに機関低速域で、かつ低負荷側の領域では、両電磁切換弁45、79がOFFとなり、低速型カム21で、かつ開閉時期が遅れ側となる。

【0044】このような電磁切換弁45、79のON、OFF制御は、上記コントロールユニット51に予め与えられた制御マップを参照して、機関運転条件つまり機関の負荷と回転数とに基づいて行われる。なお、電磁切換弁45と電磁切換弁79とは、それぞれ個別の制御マップに基づいて制御されるので、図5の大まかな分類では、両者が同時にONとなることがないように示されているが、実際には、そのON領域が一部で重複しており、両者が同時にONとなり得る。

【0045】電磁切換弁45と電磁切換弁79の双方がONとなっていて、つまりバルブリフト調整機構40とバルブタイミング調整機構70の双方に油圧供給がなされているときに、潤滑油温の上昇等により油圧が過度に低下すると、各機構のアクチュエータ部となるプランジャ33、31、34およびヘリカルギア73は、それぞれリターンズpring38、74のばね力によって初期位置に復帰するため、それぞれ初期状態である低速型カム21側および遅角側に切り換わる。

【0046】ここで、この実施例においては、上述したように、バルブリフト調整機構40のリターンズpring38のばね力に対応する設定油圧と、バルブタイミング調整機構70のリターンズpring74のばね力に対応する設定油圧とが、互いに異なり、後者の方が前者よりも高く設定されているので、潤滑油温の上昇等により油圧が徐々に低下していくと、まず始めにバルブタイミ

ング調整機構70が初期状態に切り換わり、次にバルブリフト調整機構40が初期状態に切り換わる。すなわち、2つの可変動弁機構つまりバルブタイミング調整機構70とバルブリフト調整機構40とが同時に切り換わらずに、若干の時間差が与えられるので、トルク変動が緩和される。

【0047】また前者のバルブタイミング調整機構70が初期状態に戻ってバルブリフト特性が変化することに伴って内燃機関の出力が抑制され、潤滑油のそれ以上の油温上昇が防止される。さらには、潤滑油温の低下が促進される。従って、油圧低下が油温上昇に起因している場合には、バルブタイミング調整機構70が切り換わった段階で油圧が回復する可能性があり、バルブリフト調整機構40の初期状態への切換を回避できる可能性がある。特に、バルブリフト特性が連続的に変化するバルブタイミング調整機構70の方が先に切り換わるので、急激なトルク変化を一層緩和でき、トルク変化が相対的に大きいバルブリフト調整機構40の切換を極力回避することができるのである。

【0048】また上記のようにリターンズpring38、74のばね力に対応する設定油圧を異なる値に設定すれば、運転条件の変化に伴って各電磁切換弁45、79が同時にOFFからONへ切り換わった際に、実際のアクチュエータ部の切換が僅かに異なるタイミングで実行されるようになり、両者に同時に油圧供給が開始されることによる過渡的な油圧低下を回避できる。

【0049】また図7は、各アクチュエータ部のリターンズpring38、74のばね力の異なる設定例を示している。すなわち、各アクチュエータ部は、実際にはその設定油圧でもって瞬間的に切換が完了する訳ではなく、例えば、リターンズpring38の付勢力を受けるプランジャ33、31、34は、油圧を上昇させていくと、ある油圧（切換作動開始油圧）でもって移動を開始し、かつある油圧（切換作動完了油圧）でもって完全に切換が完了した位置まで動く。同様に、リターンズpring74の付勢力を受けるヘリカルギア73も、所定の切換作動開始油圧で動き始め、かつ所定の切換作動完了油圧でもって切換が完了する。この実施例では、上述したバルブリフト調整機構40とバルブタイミング調整機構70の油圧変化に伴う切換時期を一層明確に異ならせるために、図7のように、バルブタイミング調整機構70の切換作動開始油圧を、バルブリフト調整機構40の切換作動完了油圧よりも高く設定してある。従って、油圧低下時には、バルブタイミング調整機構70が完全に初期状態に切り換わった後に、バルブリフト調整機構40の切換が始まるようになり、急激なトルク変化を一層確実に防止できる。

【0050】以上、この発明を、吸気側に2つの可変動弁機構を備えた内燃機関に適用した場合の実施例について説明したが、この発明は、さらに多数の可変動弁機構

を備えた内燃機関にも適用できる。なお、3つ以上の可変動弁機構を備えている場合には、その中で、同一の運転条件下で同時にON作動する可能性のあるものについてのみ、設定油圧を異ならせればよい。

【0051】また、この発明は、吸気側と排気側のそれぞれに可変動弁機構を設けた場合にも同様に適用できる。この場合には、排気側可変動弁機構の設定油圧を吸気側可変動弁機構の設定油圧よりも高く設定すれば、何らかの原因による油圧低下時に、トルクへの影響が小さい排気側が先にOFF状態に切り換わるので、運転者に与える違和感が小さくなる。

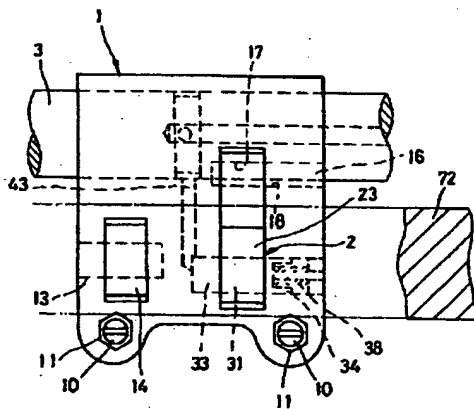
【0052】

【発明の効果】以上の説明で明らかなように、この発明によれば、油温上昇等により潤滑油圧が過度に低下した際に、複数の可変動弁機構が初期状態に一齐に切り換わることがなく、順次切り換わるので、運転中の予期せぬトルク変化を緩和することができる。

【0053】また、運転条件の変化に伴って複数の可変動弁機構が同時にON状態に切り換えられる場合に、実際の油圧供給時期が僅かに異なるようになり、過渡的な油圧低下を回避できる。

【0054】特に、請求項2の発明によれば、油圧低下時に、バルブリフト特性が連続的に変化する可変動弁機構が優先的に切り換わり、バルブリフト特性が段階的に変化する可変動弁機構が後から切り換わるので、トルク変化を一層緩やかにできる。また出力の低下により、油圧が回復する可能性があり、バルブリフト特性が段階的

【図2】



に変化する可変動弁機構の切換を極力回避できる。

【0055】また請求項3の発明によれば、各可変動弁機構の切換時期が一層明確に異なるようになり、大幅なトルク変化を一層確実に防止できる。

【0056】特に、請求項4のように低速型カムと高速型カムとの切換によりバルブリフト特性を変化させる機構を具備するものでは、該機構の油圧低下に伴う切換を極力回避することにより、急激なトルク変動を防止できる。

【図面の簡単な説明】

【図1】この発明に係る可変動弁装置の一実施例を示す構成説明図。

【図2】そのロッカアーム部分の拡大平面図。

【図3】同じくロッカアーム部分の断面図。

【図4】バルブタイミング調整機構の断面図。

【図5】この実施例のバルブリフト特性図。

【図6】機関回転数に対する油圧の特性と、リターンズプリングのばね力に対応する設定油圧を示す特性図。

【図7】設定油圧の異なる例を示す特性図。

【符号の説明】

38…リターンズプリング

40…バルブリフト調整機構

45…電磁切換弁

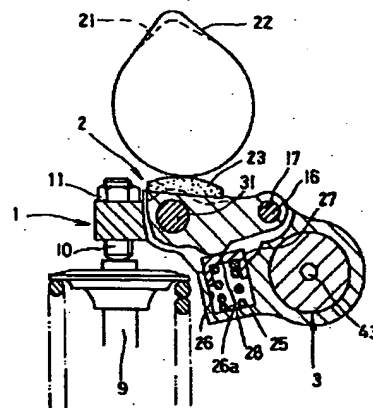
51…コントロールユニット

70…バルブタイミング調整機構

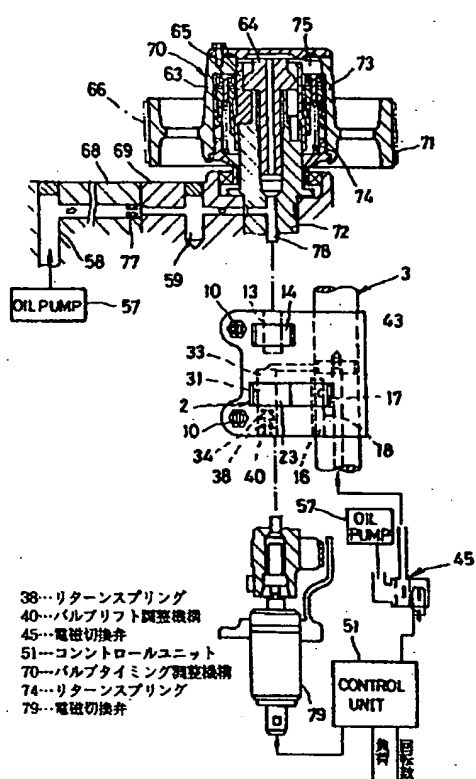
74…リターンズプリング

79…電磁切換弁

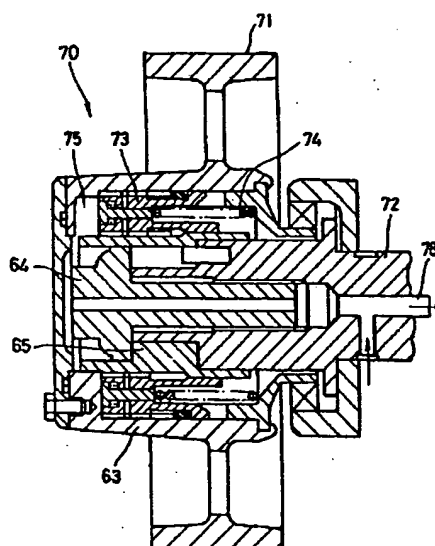
【図3】



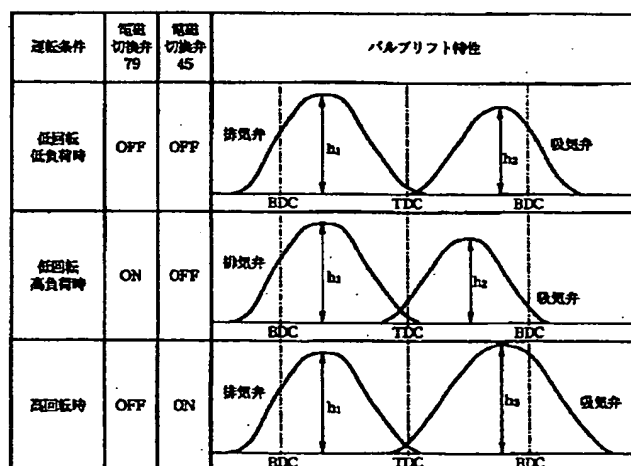
【図1】



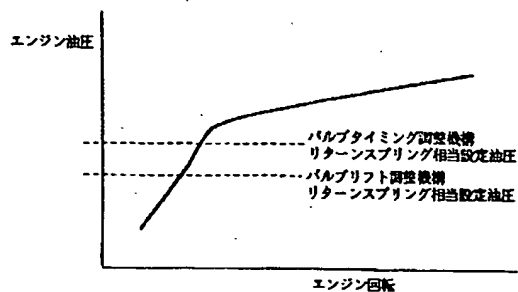
【図4】



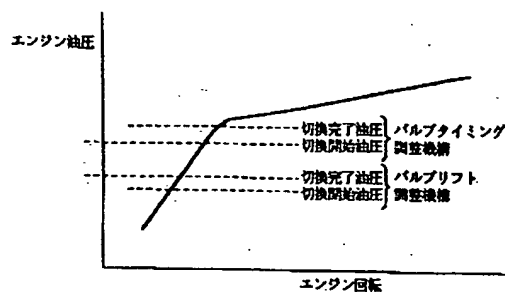
【図5】



【図 6】



【図 7】



フロントページの続き

(72) 発明者 中村 信

神奈川県横浜市神奈川区宝町 2 番地 日産
自動車株式会社内

(19) Japan Patent Office (JP)
(12) Limited Open Patent Publication (A)
(11) Publication of Patent Application No. HEI 8-177435
(43) Published.: July 7, 1996

(51) Int. Cl3	Classification Number	Internal Number	F1	Technical Description
F01L 13/00	301 V			
1/34	C			

Examination requested: Not Requested
Number of Claims: 4 (Altogether 8 pages)

(21) Application No. HEI 6-321852
(22) Data Filed: December 26, 1994
(71) Applicant 000003997
Nissan Motor Co. Ltd.
2 Takara-cho Kanagawa-ku Yokohama-city Kanagawa
(72) Inventor
Shinichi Takemura
c/o Nissan Motor Co. Ltd.
2 Takara-cho Kanagawa-ku Yokohama-city Kanagawa
(72) Inventor
Tetsuaki Goto
c/o Nissan Motor Co. Ltd.
2 Takara-cho Kanagawa-ku Yokohama-city Kanagawa
(72) Inventor
Shunji Yamada
c/o Nissan Motor Co. Ltd.
2 Takara-cho Kanagawa-ku Yokohama-city Kanagawa
(74) Agent
Fujiya Shiga (2 others)
(Continue to the last page)

Patent Agent

(54) [Title of the Invention] Variable valve system of an internal combustion engine

[Abstract]

[Purpose]

To prevent the occurrence of large torque fluctuation as a plural number of variable valve system devices are simultaneously switched over when the lubricating oil pressure is excessively lowered and an attempt is made to return its original state by the spring force of a return spring.

[Constitution]

A valve lift adjustment mechanism 40 switches a cam to drive a suction valve by the connection or disconnection of a main rocker arm and a sub rocker arm to or from each other, to a low speed cam and a high speed cam in accordance with driving conditions. A valve timing adjustment mechanism 70 delays or advances the opening and closing time of the suction valve by relatively rotating a cam pulley 71 and a camshaft 72 synchronized with a crankshaft. Switchover is accomplished by hydraulic pressure through hydraulic switchover valves 45 and 79. The former set the hydraulic pressure corresponding to the spring force of a return spring 38 to be lower than the latter set hydraulic pressure corresponding to the spring force of a return spring 74, and when the hydraulic pressure is lowered, the valve timing adjustment mechanism is first switched over.

38...Return spring

40...Valve lift adjustment mechanism

45...Magnetic switchover valve

51...Control unit

70...Valve timing adjustment mechanism

74...Return spring

79...Magnetic switchover valve

(Words under 51-control unit)

Engine Speed

Load

[Claims]

What is claimed is:

1. A variable valve system device of an internal combustion engine wherein the set hydraulic pressures corresponding to the spring force of the return spring are different from each other for a plural number of variable valve system devices, wherein the hydraulic pressure can be supplied under the same engine conditions in a plural number of variable valve system devices in a variable valve system device of an internal combustion engine comprising:

a plural number of variable valve system device to change valve lift characteristics of a suction valve or exhaust valve in a continuous fashion or in a stepwise fashion in accordance with supply or discontinuation of the hydraulic pressure of an actuator having a return spring;

a plural number of hydraulic pressure control valve individually controlling hydraulic pressure supply to the actuator of each variable valve system device; and

a control means to output control signals to each hydraulic pressure control valve in accordance with engine driving conditions.

2. The variable valve system device of the internal combustion engine of claim 1, wherein the set hydraulic pressure of a variable valve system in which the valve lift characteristics change in a continuous fashion, is designed to be higher than the set hydraulic pressure of a variable valve system device in which the valve lift characteristics change in a stepwise fashion.

3. The variable valve system device of an internal combustion engine of claim 2, wherein switchover initiation hydraulic pressure of the variable valve system device in which the valve lift characteristics change in a continuous fashion, is designed to be higher than switchover completion hydraulic pressure of the variable valve system device in which the valve lift characteristics change in a stepwise fashion.

4. The variable valve system device of an internal combustion engine of claim 2 or claim 3, wherein the variable valve system device in which the valve characteristics change in a continuous fashion comprises a valve timing adjustment mechanism to change the phase of a camshaft relative to a crankshaft, wherein the variable valve system device in which the valve characteristics change in a stepwise fashion comprises a valve lift adjustment mechanism to selectively transfer one of the lifts for a low speed cam or a high speed cam to the suction/exhaust valves.

[Detailed Description of the Invention]

[0001]

[Field of the Invention]

The present invention relates to a variable valve system device variably controlling the valve lift characteristics of a suction valve or exhaust valve (both valves being collectively

described as suction/exhaust valves) of an internal combustion engine in accordance with engine driving conditions.

[0002]

[Description of the Related Art]

The valve system device of an internal combustion engine normally lifts a cam to the suction/exhaust valves via a rocker arm or a swing arm to push and open the suction/exhaust valves biased to the closing direction by a valve spring. However, for example, preferable valve lift characteristics differ between the low speed region and the high speed region of an engine, and various types of variable valve system device capable of switching the valve lift characteristic in accordance with driving condition have been invented. One example is disclosed in Japanese Laid Open Patent Application 63-167016, where a low speed cam and a high speed cam having different profiles from each other are placed in parallel in a camshaft and a main rocker arm and a sub rocker arm that are individually interlocked to thereto are switched over to connect or disconnect when necessary. In general, the amount of cam lift and the length of valve closing of the high speed cam is set to be larger in comparison with that of the low speed cam.

[0003]

The variable valve system device utilizing a valve timing adjustment mechanism in which the valve timing delays or advances the opening and closing valve time of suction/exhaust valves by changing the phase of camshaft relative to a crankshaft has already been partially implemented. In such device, the shape of the valve lift characteristics does not change, but its major actuating angle (main crank angle between the opening time and the closing time) changes.

[0004]

In addition, a variable valve system device combining the former valve lift adjustment mechanism utilizing a cam switchover and the latter valve timing adjustment mechanism has been invented. By combining both mechanisms, the valve lift is to be greater and smaller, and at the same time the opening and closing time is variably controlled, making it further suitable for the requirements of the individual driving conditions.

[0005]

[Problems Overcome by the Invention]

The variable valve system device utilizing the valve lift adjustment mechanism and valve timing adjustment mechanism normally is the hydraulic pressure driven type in which switchover is accomplished by supplying or discontinuing the lubricating oil pressure of an internal combustion engine to an actuator having a return spring. In short, it is designed so the when the hydraulic pressure is supplied, a plunger and the like moves against the return spring to switch over to the other side while the hydraulic pressure is

discontinued, and the spring force of the return spring moves back the plunger and the like to return to its original state.

[0006]

When the temperature of lubricating oil is excessively hot to lower the viscosity of the lubricating oil, resulting in lowering the hydraulic pressure supplied to the actuator to switch an actuator in which the hydraulic pressure is supplied to its original state regardless of the control signal.

[0007]

In such a case, in an internal combustion engine having a plural number of valve lift adjustment mechanisms and valve timing adjustment mechanisms, large torque fluctuations occur overall when the variable valve system devices are simultaneously switched as the hydraulic pressure is lowered, creating discomfort to the driver.

[0008]

When the mechanism to change the valve lift characteristics in a stepwise fashion by switchover between the high speed cam and the low speed cam abruptly changes, the torque is bumped.

[0009]

In addition, there is the problem that when there are a plural number of the variable valve system devices and the hydraulic pressure supply is simultaneously initiated depending on driving condition, if the actuator operates to switch over at exactly the same time, the hydraulic pressure is temporally lowered, worsening the switchover response.

[0010]

[Problem resolution means]

The present invention is a variable valve system device of an internal combustion engine wherein set hydraulic pressures corresponding to the spring force of the return spring are different from each other for a plural number of variable valve system devices in which the hydraulic pressure is supplied under the same engine conditions in a plural number of variable valve system devices, in a variable valve system device of an internal combustion engine comprising:

a plural number of variable valve system device to change valve lift characteristics of suction valve or exhaust valve in a continuous fashion or in a stepwise fashion in accordance with the supply or discontinuation of the hydraulic pressure of an actuator having a return spring;

a plural number of hydraulic pressure control valve individually controlling the hydraulic pressure supply to the actuator of each variable valve system device; and

a control means to output control signals to each hydraulic pressure control valve in accordance with engine driving conditions.

[0011]

The invention described in claim 2 is a variable valve system device of an internal combustion engine, wherein the set hydraulic pressure of a variable valve system device in which the valve lift characteristics change in a continuous fashion, is designed to be higher than the set hydraulic pressure of a variable valve system device in which the valve lift characteristics change in a stepwise fashion.

[0012]

In addition, the invention described in claims 3 is a variable valve system device of an internal combustion engine, wherein the switchover initiating hydraulic pressure of a variable valve system device in which the valve lift characteristics change in a continuous fashion, is designed to be higher than switchover termination hydraulic pressure of a variable valve system device in which the valve lift characteristics change in a stepwise fashion.

[0013]

As described in claim 4, the variable valve system device of an internal combustion engine is claimed in which the variable valve system device in which the valve characteristics change in a continuous fashion comprises a valve timing adjustment mechanism to change the phase of a camshaft relative to a crankshaft, whereas the variable valve system device in which the valve characteristics change in a stepwise fashion comprises a valve lift adjustment mechanism to selectively transfer one of the lifts for a low speed cam and a high speed cam to the suction/exhaust valves.

[0014]

[Operation]

In the specification of claim 1, the lubricating oil pressure decreases while the hydraulic pressure is supplied to the actuator of each variable valve system device, the actuator switches back to its original state by the spring force of a return spring to change the valve lift characteristics regardless of a control signal. However, the settings corresponding to the spring force of a return spring at a plural number of actuator differ from each other, therefore the switchover to its original state during low hydraulic pressure occurs sequentially for each variable valve system device. In other words, as the hydraulic pressure decreases, a plural number of variable valve system devices are not simultaneously switched, but are rather switched sequentially to mitigate the torque change.

[0015]

Conversely, if a plural number of hydraulic pressure control valve are turned ON simultaneously when the hydraulic pressure is supplied in response to the changes in driving conditions, there is a difference in the time when each actuator is actually switched over and the temporal decrease of the hydraulic pressure is mitigated due to the differences in the set hydraulic pressures corresponding to the spring force of the return spring of each actuator.

[0016]

The invention described in claim 2 first switches the variable valve system device in which the valve lift characteristics change in a continuous fashion when the hydraulic pressure is lowered. Subsequently, the variable valve system device in which the valve lift characteristics changes in a stepwise manner. When the valve lift characteristics changes, the output of the internal combustion engine is lowered. Therefore if the decreased hydraulic pressure is derived from the increased hydraulic pressure, the hydraulic pressure is decreased during the first switchover of the variable valve system device to possibly recover the hydraulic pressure, by which if the hydraulic pressure recovers, switchover of the variable valve system device in which the valve lift characteristics change in a stepwise manner is avoided.

[0017]

Furthermore, the invention described in claim 3 initiates the switchover of the latter variable valve system device in which the valve lift characteristics change in a stepwise fashion when the switchover of the former variable valve system device in which the valve lift characteristic change in a continuous fashion is completed, the switchover being clearly separated.

[0018]

The valve timing adjustment mechanism described in claim 4 changes its valve lift characteristics in a stepwise manner by changing the phase of a camshaft relative to a crankshaft. On the other hand, the valve lift adjustment mechanism changes its valve lift characteristics in a stepwise fashion by selectively transferring one of the lifts for a low speed cam or a high speed cam to the suction/exhaust valves.

[0019]

[Embodiment]

An embodiment of the present invention is described in detail hereafter, with reference to the drawings.

[0020]

FIG. 1 shows an embodiment of a variable valve system device having a valve lift adjustment mechanism 40 and a valve timing adjustment mechanism 70 as variable valve system devices on the side of a suction valve 9.

[0021]

The valve lift adjustment mechanism 40 is described first. As shown in FIG. 2 and FIG. 3, each cylinder has a main rocker arm 1 corresponding to a pair of suction valves 9. The rear end of the main rocker arm 1 is swingingly supported on a cylinder head 69 via a main rocker shaft 3 common to each cylinder. The tip of main rocker arm 1 is secured by an adjustment screw 10 touching the stem end of each suction valve 9 via a nut 11.

[0022]

In the main rocker arm 1, a roller 14 is rotatably supported on a shaft 13 via a needle bearing, and makes contact with low speed cam 21.

[0023]

The main rocker arm 1 is visibly almost rectangular in shape and a sub rocker arm 2 is placed at the opening formed parallel to the roller 14. The rear end of the sub rocker arm 2 is connected to the main rocker arm 1 via a sub rocker shaft 16 in a relatively rotatable fashion. The sub rocker shaft 16 slidably fit into a hole 17 formed on the sub rocker arm 2 while being pushed in a hole 17 formed on the main rocker arm 1.

[0024]

The sub rocker arm 2 does not have abut the suction valve 9, but as shown in FIG. 3, a cam follower member 23 slidably contacting high speed cam 22 is circularly formed to be pushed out on the tip of the sub rocker arm 23 and a lost motion spring 25 to push the high speed cam 22 to the cam follower member 23 is placed between the bottom of the sub rocker arm 2.

[0025]

On the main rocker arm 1, a cylindrical concave portion 26 is located directly beneath the sub rocker arm 2 and is formed together while supporting the lost motion spring 25. The lower end of the lost motion spring 25 is seated at the bottom 26a of the concave portion 26 and its upper end abuts against a convex portion 28 formed together with the sub rocker arm 2 via a retainer to fit to be slid into the concave portion 26.

[0026]

The low speed cam 21 and a high speed cam 22 are individually formed together with a common camshaft 72 and having different shapes (including similar shapes with different sizes) to satisfy the valve lift characteristics required at engine low speeds high speeds. In the present embodiment, as shown in FIG. 5, the high speed cam 22 has a profile in which both of the amounts of valve lift and actuating angle (opening valve length) are larger in comparison with those of the low speed cam 21.

[0027]

In order to connect both rocker arms 1 and 2 in a timely manner, plungers 33, 31, 34 are fit to slide over the main rocker arm 1 and the sub rocker arm 2. A hydraulic pressure path 43 is connected behind of the plunger 33 as an actuator and a return spring 38 is arranged behind of the plunger 34 to spring back each plunger 33, 31, 34 to its original position against the hydraulic pressure.

[0028]

When the actuating hydraulic pressure derived from the hydraulic pressure path 43 is low, The plungers 33 and 31 individually remain on the sub rocker arm 2 and the main rocker arm 1 by spring force of the return spring 38 and both swing motions are not constrained; rather both are disconnected. On the other hand, when the actuating hydraulic pressure derived from the hydraulic pressure path 43 is increased, the plungers 33 and 31 compress the return spring 38 to slide over the main rocker arm 1 and the sub rocker arm 2 so that both swing as a unit.

[0029]

The hydraulic pressure path 43 is placed through the inside of the main rocker arm 1 and the main rocker shaft 3 so that discharging hydraulic pressure of an oil pump 57 is led via an electromagnetic switchover valve 45 only when a specified engine speed is achieved.

[0030]

The valve timing adjustment mechanism 70 is described next. The valve timing adjustment mechanism 70 is placed between the camshaft 72 and cam pulley 71 and is designed to change the opening and closing timing of the suction valve 9 by changing both phases in accordance with driving conditions. The cam pulley 71 receives the engine speed from a crankshaft (un-shown) via a timing belt 66.

[0031]

As shown in FIG. 4, a cylindrical inner housing 65 is fixed to the end of the camshaft via a bolt 64. A cylindrical outer housing 63 is rotatably fixed on the circumference of the inner housing 65 and the cam pulley 71 is formed on the outer housing 63 as a unit.

[0032]

A ring-shaped helical gear 73 is placed between the inner housing 65 and the outer housing 63. A helical spline is individually formed on the inner circumference and the outer circumference of the helical gear 73 and each helical spline is geared to the outer circumference of the inner housing 65 or the inner circumference of the outer housing 63 so that when the helical gear 73 shifts to the axial direction, the inner housing 65 relatively rotates against the outer housing 63 to change a phase of the camshaft 72 against the cam pulley 71.

[0033]

A hydraulic pressure space 75 is sectioned between the inner housing 65 to be an actuator and the outer housing 63 and the helical gear 73. In addition, a return spring 74 is placed to spring back the helical gear 73 to its original state against the hydraulic pressure from this hydraulic pressure space 75. Then, when the force of hydraulic pressure derived from the hydraulic pressure space 75 exceeds a specified, the camshaft 72 is designed to revolve to the direction to advance the opening and closing timing of the suction valve 9 by shifting the helical gear 73 to the axial direction from its original position against the return spring 74.

[0034]

In short, when the helical gear 73 is in its original position, as shown in the upper section and the lower section of FIG. 5, the opening and closing timing of the suction valve 9 is relatively delayed and when the helical gear 73 changes at maximum, as shown in the middle section of FIG. 5, the opening and closing timing of the suction valve relatively advances.

[0035]

The set hydraulic pressure corresponding to the spring force of the return spring 38 of the actuator in the valve lift adjustment mechanism described earlier and the set hydraulic pressure corresponding to a spring force of the return spring 74 of the actuator in the valve timing adjustment mechanism 70 described above are different from each other. More specifically, as shown in FIG. 6, the set hydraulic pressure of the latter valve timing adjustment mechanism 70 is designed to be higher than the set hydraulic pressure of the former valve lift adjustment mechanism 40.

[0036]

The discharging hydraulic pressure from the oil pump 57 is introduced via an axial opening 78 formed inside of the camshaft 72, an oil gallery 59 formed on a cylinder head 69, an orifice 77 and a main gallery 59 formed on a cylinder block 68 to the hydraulic pressure space 75.

[0037]

An electromagnetic switchover valve 79 is placed on the other end of the camshaft 72 to regulate to open or close in accordance with the engine driving conditions to release the hydraulic pressure in a timely fashion. When current is not applied, the electromagnetic switching over valve 79 is designed to decrease the hydraulic pressure leading to the hydraulic pressure space 75 by closing the axial opening 78 as shown in the figure, and on the other hand, when current is applied, the electromagnetic switchover valve 79 is designed to increase the hydraulic pressure leading to the hydraulic pressure room 74 by closing the axial opening 78.

[0038]

As means to control the valve lift adjustment mechanism 40 and the valve timing adjustment mechanism 70, the control unit 51 is placed to regulate the conduction of the electromagnetic switchover valve 45 and the electromagnetic switchover valve 79.

[0039]

The engine speed signal, engine load signal, coolant temperature signal, charging pressure signal of suction by a supercharger and lubrication oil temperature are input to a control unit 51 so that the control unit 51 smoothly switches over the valve lift characteristics while suppressing dramatic changes of the engine torque based on the detected data

[0040]

The action of the above embodiment is described next.

[0041]

FIG. 5 describes the control condition of the valve lift adjustment mechanism 40 and the valve timing adjustment mechanism 70 relative to the engine driving conditions. As shown in the figure, when the engine speed is high, the valve lift adjustment mechanism 40 selects the high speed cam 22 to control the valve timing adjustment mechanism 70 to delay the opening and closing timing, thereby maximizing the valve overlap. In addition, the ON state of the electromagnetic switchover valve 45 of the valve lift adjustment mechanism 40 corresponds to the high speed cam 22 and the OFF state corresponds to the low speed cam 21. In addition, the ON state and OFF state of the electromagnetic switchover valve 79 of the valve timing adjustment mechanism 70 corresponds to the delayed position and the advanced position of the opening and closing timing, respectively. In short, when the engine speed is high, the electromagnetic switchover valve 45 is in an "ON" state and the electromagnetic switchover valve 79 is in an "OFF" state.

[0042]

In addition, when the engine speed is low while the load is high, the electromagnetic switchover valve 45 becomes OFF and the electromagnetic switchover valve 79 becomes ON at the low speed cam 21 as well as the opening and closing timing is advanced.

[0043]

Furthermore, when the engine speed is low while the load is low, both electromagnetic switchover valves 45 and 79 becomes OFF at the low speed cam 21 as well as the opening and closing timing is delayed.

[0044]

Such ON/OFF control by the electromagnetic switchover valves 45 and 79 is accomplished based on the engine driving condition, namely the engine load and engine speed by referring a control map pre-programmed to the above control unit 51. In addition, the electromagnetic switchover valve 45 and the electromagnetic switchover valve 79 are

controlled separated based on the individual control maps. Therefore in the patterns roughly classified shown in FIG. 5, it appears that both valves do not turned ON simultaneously. However the ON domain is actually overlapped in some parts and it is possible for valves to turn ON simultaneously.

[0045]

When both of the electromagnetic switchover valve 45 and the electromagnetic switchover valve 79 are turned ON, namely when hydraulic pressure is supplied to both of the valve lift adjustment mechanism 40 and valve timing adjustment mechanism 70, if the hydraulic pressure is excessively decreased by the increased lubrication oil temperature and the like, the plungers 33, 31, 34 serving as the actuator of each mechanism and the helical gear 73 return to its original position by spring force of the return springs 38 and 74 individually to switch to the low speed cam 21 side and the delayed side, respectively.

[0046]

In this embodiment, as described above, the set hydraulic pressure corresponding to the spring force of the return spring 38 of the valve lift adjustment mechanism 40 and the set hydraulic pressure corresponding to the spring force of the return spring 74 of the valve timing adjustment mechanism 70 are different from each other, and since the latter is designed to be higher than the former, when the hydraulic pressure is gradually decreased due to the increased lubricating oil temperature and the like, the valve timing adjustment mechanism 70 is first switched over to its original state and then the valve lift adjustment mechanism 40 is switched to its original state. In short, since two variable valve system devices, namely the valve timing adjustment mechanism 70 and the valve lift adjustment mechanism 40 are not simultaneously switched over but are rather switched over at slightly different timing, the torque fluctuation is mitigated.

[0047]

In addition, as the former valve timing adjustment mechanism 70 returns to its original state to change the valve lift characteristics, the output of the internal combustion engine is suppressed to prevent the lubricating oil from further increasing the hydraulic temperature. Furthermore, the decrease in the lubricating oil temperature is facilitated. Therefore, when the decreased in the hydraulic oil temperature is caused by decreased hydraulic pressure, the hydraulic pressure may recover at the stage when the valve timing adjustment mechanism 70 is switched and therefore, the switchover of the valve lift adjustment mechanism 40 to its original state may be avoided. Especially, the valve timing adjustment mechanism 70 in which the valve lift characteristics change in a continuous fashion switches over first to further mitigate the dramatic torque change so that the switchover of the valve lift adjustment mechanism 40 in which the torque change is relatively large is avoided as much as possible.

[0048]

In addition, as described above, by setting the hydraulic pressures corresponding to the spring force of the return springs 38 and 74 at different values, the actual actuator are

switched over in a slightly different timing to avoid decreasing the hydraulic pressure temporally by the supply of hydraulic pressure is initiated to both electromagnetic switchover valves 45 and 79 at the same time when each electromagnetic switchover valve 45 and 70 are simultaneously switched from OFF to ON as driving conditions change.

[0049]

In addition, FIG. 7 shows an example at the different setting of spring force of the return springs 38 and 74 of each actuator. Therefore, each actuator does not instantly complete switching over when the set hydraulic pressure is achieved. Instead, for example, the plungers 33, 31 and 34 which are subject to the spring force of the return spring 38 start shifting at certain hydraulic pressure (switchover initiating hydraulic pressure) and moves to the position that the switchover is totally completed at certain hydraulic pressure (switchover completion hydraulic pressure) when the hydraulic pressure is increased. Similarly, the helical gear 73 that is subject to spring force of the return spring 74 also start shifting at certain switchover initiating hydraulic pressure and stops its switchover at a certain switchover completion hydraulic pressure. In the embodiment, to further clearly differentiate the timings of switchover in response to the hydraulic pressure changes of the above-mentioned valve lift adjustment mechanism 40 and the valve timing adjustment mechanism 70, as shown in FIG. 7, the switchover initiating hydraulic pressure of the valve timing adjustment mechanism 70 is designed to be higher than the switchover completion hydraulic pressure of the valve lift adjusting switchover 40. Therefore, when the hydraulic pressure is lowered, the switchover of the valve lift adjustment mechanism 40 starts after the valve timing adjustment mechanism 70 completely switches to its original state to prevent a dramatic torque change in a more secure manner.

[0050]

An embodiment of the invention is described in which it is applied to an internal combustion engine having two variable valve system devices on the suction side. However, the invention can be also applied to an internal combustion engine have a plural number of variable valve system devices. Furthermore, when there are more than three variable valve system devices, different hydraulic pressures are set only for the system having the possibility that devices will become ON simultaneously under the same driving conditions.

[0051]

In addition, the present invention can be similarly applied to a case when the variable valve system devices are placed to each of the suction side as well as the exhausting side. In this case, by setting the hydraulic pressure of the variable valve system device on the exhausting side higher than the hydraulic pressure of the variable valve system device on the suction side, the exhausting valve side having less influence on the torque is turned OFF first to provide less discomfort to a driver when the hydraulic pressure is decreased.

[0052]

[Efficacy of the Invention]

As described above, in accordance with the present invention, an unexpected torque change during driving is mitigated as a plural number of variable valve system devices switch to its original stage in a stepwise fashion without simultaneously switching over when lubricating oil pressure is excessively lowered.

[0053]

In addition, when a plural number of variable valve system device are simultaneously switched ON in response to the change in driving condition, the actual timing of the hydraulic pressure supply becomes slightly different to avoid decreasing the hydraulic pressure.

[0054]

Especially, in accordance with the invention described in claim 2, when the hydraulic pressure is decreased, the variable valve system device in which the valve lift characteristics change in a continuous fashion is switched over in a prioritized manner, and the variable valve system device in which the valve lift characteristics change in a stepwise fashion is switched later so that the torque changes are further slowly accomplished. In addition, the decreased output may recover the hydraulic pressure and the switchover of the variable valve system device in which the valve lift characteristics change in a stepwise fashion is avoided to the extent possible.

[0055]

In addition, in accordance with the invention described in claim 3, the timing of switchover of each variable valve system devices become clearly different to prevent the large torque change in a more secure manner.

[0056]

Especially, as in claim 4, in a system having a mechanism to change the valve lift characteristics by switching over between a low speed cam and a high speed cam, drastic torque fluctuation is prevented by avoiding the switchover in response to the decreased hydraulic pressure of such a mechanism as much as possible.

[Brief Description of the Drawings]

FIG.1 is a specification of the variable valve system device in accordance with the present invention.

FIG.2 is a larger view of the rocker arm part.

Similarly, FIG. 3 is a sectional view of the rocker arm part.

FIG. 4 is a sectional view of the valve timing adjustment mechanism.

FIG. 5 describes the valve lift characteristics of the embodiment.

FIG. 6 illustrates the characteristics of the hydraulic pressure corresponding to the engine speed and the characteristics of the set hydraulic pressure corresponding to the spring force of the return spring.

FIG. 7 illustrates the characteristics of the examples with different set hydraulic pressures.

[Symbols]

38...Return spring
40...Valve lift adjustment mechanism
45...Electromagnetic switchover valve
51...Control unit
70...Valve timing adjustment mechanism
74...Return spring
79...Electromagnetic switchover valve

(Words under 51-control unit)
Engine Speed
Load

[FIG. 1]

38...Return spring
40...Valve lift adjustment mechanism
45...Electromagnetic switchover valve
51...Control unit
70...Valve timing adjustment mechanism
74...Return spring
79...Electromagnetic switchover valve

(Words under 51-control unit)
Engine Speed
Load

[FIG. 2]

[FIG. 3]

[FIG. 4]

[FIG. 5]

Driving Condition	Electromagnetic Switchover Valve 79	Electromagnetic Switchover Valve	Valve Lift Characteristics	
Low Speed Low Load			Exhausting Valve	Suction Valve
Low Speed High Load			Exhausting Valve	Suction Valve
Hi Speed			Exhausting Valve	Suction Valve

[FIG. 6]

(X-axis) Engine Speed

(Y-axis) Engine Hydraulic Pressure

Valve timing adjustment mechanism

Hydraulic Pressure Corresponding to Return Spring

Valve lift adjustment mechanism

Hydraulic Pressure Corresponding to Return Spring

[FIG. 7]

(X-axis) Engine Speed

(Y-axis) Engine Hydraulic Pressure

Switchover Completion Hydraulic Pressure

Switchover Initiating Hydraulic Pressure

Switchover Completion Hydraulic Pressure

Switchover Initiating Hydraulic Pressure

Valve timing adjustment mechanism

Valve lift adjustment mechanism

(Continued from the first page)

(72) Inventor

Makoto Nakamura

c/o Nissan Motor Co. Ltd.

2 Takara-cho Kanagawa-ku Yokohama-city Kanagawa